

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-311442
(P2001-311442A)

(43) 公開日 平成13年11月9日 (2001.11.9)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード(参考)
F 1 6 D 65/12		F 1 6 D 65/12	X 3 J 0 5 8
B 6 0 B 27/00		B 6 0 B 27/00	J

審査請求 未請求 請求項の数20 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2000-130063(P2000-130063)

(22) 出願日 平成12年4月28日 (2000.4.28)

(71) 出願人 000102692

エヌティエヌ株式会社

大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号

(72) 発明者 島居 晃

静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内

(72) 発明者 福島 茂明

静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内

(74) 代理人 100074206

弁理士 鎌田 文二 (外2名)

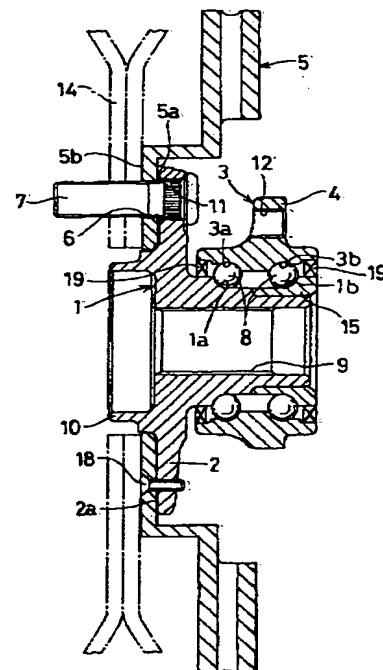
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブレーキロータおよびそれを具備した車輪軸受装置

(57) 【要約】

【課題】 客先でのブレーキロータの振れ調整が不要な、信頼性の高いブレーキロータと車輪軸受装置を提供することである。

【解決手段】 ブレーキロータ5自身の取付け面5aとその裏面5b、およびブレーキロータ5が取り付けられる内方部材1の車輪取付けフランジ2の側面2aのそれぞれの面振れについて、面振れ各周期における山と谷の各ピーク値間の最大差を規格値内に規制して、ブレーキロータ5を車輪取付けフランジ2に取付けることにより、客先でのブレーキロータ5の組付けと、組付け後の振れ調整を不要とし、信頼性の高い自動車の車輪軸受装置を提供できるようにした。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 複列の転がり軸受によって、車輪を車体に対して回転自在に支持する車輪軸受装置の回転部材に取り付けられるブレーキロータにおいて、上記回転部材に当接する側での取付け面の面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の少なくともいずれか一方を規格値内に規制したことを特徴とするブレーキロータ。

【請求項 2】 上記取付け面の裏面の面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の少なくともいずれか一方を規格値内に規制した請求項 1 に記載のブレーキロータ。

【請求項 3】 上記面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の規格値を $30\mu\text{m}$ とした請求項 1 または 2 に記載のブレーキロータ。

【請求項 4】 上記面振れの最大振幅を規格値内に規制した請求項 1 乃至 3 のいずれかに記載のブレーキロータ。

【請求項 5】 上記面振れの最大振幅の規格値を $50\mu\text{m}$ とした請求項 4 に記載のブレーキロータ。

【請求項 6】 上記面振れ 1 周期当たりの振幅を規格値内に規制した請求項 1 乃至 5 のいずれかに記載のブレーキロータ。

【請求項 7】 上記面振れ 1 周期当たりの振幅の規格値を $30\mu\text{m}$ とした請求項 6 に記載のブレーキロータ。

【請求項 8】 上記取付け面の面振れの 1 回転当たりの周波数を車輪取付けボルトの本数の整数倍とするか、または車輪取付けボルトの本数を上記周波数の整数倍とした請求項 1 乃至 7 のいずれかに記載のブレーキロータ。

【請求項 9】 内周に複列の転走面を有する外方部材と、その各々の転走面に対向する転走面を有する内方部材と、上記外方部材と内方部材との間に介在する複列の転動体とからなり、上記外方部材または内方部材のいずれか一方に車輪取付けフランジを設け、このフランジの側面をブレーキロータ取付け面とした車輪軸受装置において、上記フランジの側面に、請求項 1 乃至 8 のいずれかに記載のブレーキロータを取り付けたことを特徴とする車輪軸受装置。

【請求項 10】 上記ブレーキロータ取付け面の面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の少なくともいずれか一方を規格値内に規制した請求項 9 に記載の車輪軸受装置。

【請求項 11】 上記ブレーキロータ取付け面の面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の規格値を $30\mu\text{m}$ とした請求項 10 に記載の車輪軸受装置。

【請求項 12】 上記ブレーキロータ取付け面の面振れの最大振幅を規格値内に規制した請求項 9 乃至 11 のいずれかに記載の車輪軸受装置。

【請求項 13】 上記ブレーキロータ取付け面の面振れの最大振幅の規格値を $50\mu\text{m}$ とした請求項 12 に記載の車輪軸受装置。

【請求項 14】 上記ブレーキロータ取付け面の面振れ 1 周期当たりの振幅を規格値内に規制した請求項 9 乃至 13 のいずれかに記載の車輪軸受装置。

【請求項 15】 上記ブレーキロータ取付け面の面振れ 1 周期当たりの振幅の規格値を $30\mu\text{m}$ とした請求項 14 に記載の車輪軸受装置。

10 【請求項 16】 上記ブレーキロータ取付け面の面振れの 1 回転当たりの周波数を車輪取付けボルトの本数の整数倍とするか、または車輪取付けボルトの本数を上記周波数の整数倍とした請求項 9 乃至 15 のいずれかに記載の車輪軸受装置。

【請求項 17】 上記車輪取付けフランジを、上記内方部材に一体に形成した請求項 9 乃至 16 のいずれかに記載の車輪軸受装置。

【請求項 18】 上記車輪取付けフランジを、上記外方部材に一体に形成した請求項 9 乃至 16 のいずれかに記載の車輪軸受装置。

20 【請求項 19】 上記内方部材に駆動軸を取付けるようにした請求項 9 乃至 18 のいずれかに記載の車輪軸受装置。

【請求項 20】 上記内方部材を、等速自在継手の外輪と一体に形成した請求項 9 乃至 18 のいずれかに記載の車輪軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、自動車用のブレーキロータと車輪軸受装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】自動車の車輪軸受装置には、駆動輪用のものと、非駆動輪用のものとがあり、それぞれ種々の型式のものがある。その一例として、駆動輪用の車輪軸受装置を図 14 に示す。図中の各部位は、後述する各実施形態の各部位との対比をわかりやすくするため、それぞれ対応する実施形態の部位と同じ符号で表示した。この車輪軸受装置は、内周に複列の転走面 3a、3b を有する外方部材 3 と、その各々の転走面 3a、3b に対向する転走面 1a、1b を有する内方部材 1 と、上記外方部材 3 と内方部材 1 との間に介在する複列の転動体 8 とからなり、内方部材 1 のいずれか一方に車輪取付けフランジ 2 を設けたものであり、図 14 に示す例では、内周に駆動軸と嵌合するスプライン孔 9 を有する内方部材 1 側に、車輪取付けフランジ 2 を設けている。

【0003】この車輪軸受装置の車輪取付けフランジ 2 の側面 2a には、ブレーキロータ 5 がボルト 18 によって位置決めされ、車輪取付けボルト 7 により、車輪のハブと側面 2a の間に締め付け固定される。このブレーキロータ 5 の振れは、自動車の高速化に伴って、振動の原

因となったり、ブレーキの偏摩耗の原因になったりする。

【0004】従来、車輪軸受装置の客先である自動車メーカーでは、ブレーキロータ5の振れをなくすために、ブレーキロータ5と車輪取付けフランジ2に圧入された車輪取付けボルト7の位相を変えることにより、振れの調整を行ったりしているが、かかる方法は甚だ面倒で作業性が悪い問題がある。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】そこで、この発明の課題は、客先でのブレーキロータの振れ調整が不要な、信頼性の高いブレーキロータと車輪軸受装置を提供することである。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記の課題を解決するために、この発明のブレーキロータは、複列の転がり軸受によって、車輪を車体に対して回転自在に支持する車輪軸受装置の回転部材に取り付けられるブレーキロータにおいて、上記回転部材に当接する側での取付け面の面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の少なくともいずれか一方を規格値内に規制したものである。

【0007】本発明者らは、上記ブレーキロータの振れを要因解析し、特願平11-283108号に記載したように、ブレーキロータ自身の取付け面、およびブレーキロータが取り付けられる車輪取付けフランジの側面の面振れの最大振れ幅や面振れ1周期当たりの振れ幅を規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを低減できるようにした。また、上記取付け面の面振れの1回転当たりの周波数を車輪取付けボルトの本数の整数倍とするか、または車輪取付けボルトの本数を上記周波数の整数倍とすることも振れの低減に有効であることを見出した。

【0008】本発明者らは、さらに研究を進めた結果、上記取付け面の面振れの各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差を規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを所望の範囲内に低く抑えることができることを確認した。この山と谷のそれぞれのピーク値間の最大差は、通常、同程度のレベルとなることが多いので、いずれか一方のみを規制するようにしてもよい。勿論、両方を規制してもよい。

【0009】上記取付け面の裏面の面振れ各周期における山のピーク値間の最大差と谷のピーク値間の最大差についても、少なくともいずれか一方を規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを、より低く抑えることができる。

【0010】上記面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の規格値を30 μ mとすることにより、組付け後の振れ調整が不要な

信頼性の高いブレーキロータを提供することができる。

【0011】上記取付け面またはその裏面の面振れの最大振れ幅を規格値内に規制することにより、さらにブレーキロータの振れを低減することができる。

【0012】上記面振れの最大振れ幅の規格値は50 μ mとすることが好ましい。

【0013】上記取付け面またはその裏面の面振れ1周期当たりの振れ幅を規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを、より滑らかなものとすることができる。

【0014】上記面振れ1周期当たりの振れ幅の規格値は30 μ mとすることが好ましい。

【0015】上記取付け面の面振れの1回転当たりの周波数を車輪取付けボルトの本数の整数倍とするか、または車輪取付けボルトの本数を上記周波数の整数倍とすることにより、各取付けボルトの締め付け力によるブレーキロータの変形を周方向で均一にし、ブレーキロータの締め付け変形による振れの助長を防止することができる。なお、車輪取付けボルトの取り付け位置は、必ずしも上記取付け面の面振れの山または谷の位置と合致しなくてもよい。

【0016】また、この発明の車輪軸受装置は、内周に複列の転走面を有する外方部材と、その各々の転走面に対向する転走面を有する内方部材と、上記外方部材と内方部材との間に介在する複列の転動体とからなり、上記外方部材または内方部材のいずれか一方に車輪取付けフランジを設け、このフランジの側面をブレーキロータ取付け面とした車輪軸受装置において、上記フランジの側面に、上述したブレーキロータのいずれかを取り付けた構成を採用したものであり、客先でのブレーキロータの組付けと振れ調整が不要な信頼性の高い車輪軸受装置を提供することができる。

【0017】上記ブレーキロータ取付け面の面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の少なくともいずれか一方を規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを、より一層低く抑えることができる。

【0018】上記ブレーキロータ取付け面の面振れ各周期における山のピーク値間の最大差、または谷のピーク値間の最大差の規格値は30 μ mとすることが好ましく、さらに、15 μ mとすることで効果は増大する。

【0019】上記ブレーキロータ取付け面の面振れの最大振れ幅も規格値内に規制することにより、さらにブレーキロータの振れを低減することができる。

【0020】上記ブレーキロータ取付け面の面振れの最大振れ幅の規格値は50 μ mとすることが好ましく、さらに、15 μ mとすることで効果は増大する。

【0021】上記ブレーキロータ取付け面の面振れ1周期当たりの振れ幅を規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを、一層滑らかなものとするこ

10

20

30

40

50

できる。

【0022】上記ブレーキロータ取付け面の面振れ1周期当たりの振れ幅の規格値は30 μ mとすることが好ましい。

【0023】上記ブレーキロータ取付け面の面振れの1回転当たりの周波数を車輪取付けボルトの本数の整数倍とするか、または車輪取付けボルトの本数を上記周波数の整数倍とすることにより、各取付けボルトの締め付け力によるブレーキロータの変形を周方向で均一にし、ブレーキロータの締め付け変形による振れの助長を防止することができる。この場合も、上記ブレーキロータ自身の取付け面と同様に、車輪取付けボルトの取り付け位置は、必ずしもブレーキロータ取付け面の面振れの山または谷の位置と合致しなくてもよい。

【0024】上記車輪取付けフランジは、上記内方部材または外方部材に一体に形成することもできる。

【0025】上記内方部材に駆動軸を取付けるようにするか、または内方部材を等速自在継手の外輪と一体に形成することもできる。

【0026】

【発明の実施の形態】以下、図1乃至図13に基づき、この発明の実施形態を説明する。

【0027】図1および図2は第1の実施形態であり、図1は本発明のブレーキロータ5を、図2は、このブレーキロータ5を装着した本発明の車輪軸受装置を示す。

【0028】この車輪軸受装置は駆動輪用のものであり、内方部材1は、内周に駆動軸と嵌合するスプライン孔9が設けられ、外周側には車輪取付けフランジ2が一体に形成されており、アウト側の端面には車輪パイロット10も設けられている。また、外方部材3には、車体側との連結部材を固定するためのボルト孔12を有するフランジ4が設けられている。

【0029】上記ブレーキロータ5は、その取付け面5aを車輪取付けフランジ2のアウト側の側面2aに当接させて取り付けられ、ボルト18によって位置決めされている。ブレーキロータ5と車輪取付けフランジ2には、それぞれ車輪取付けボルト7用の孔6、11が互いに位置を合致させて設けられており、ブレーキロータ5は、取付け面5aの裏面5bを車輪のハブ14に当接させて、車輪取付けボルト7によりハブ14と側面2aの間に締め付け固定される。

【0030】上記内方部材1の外周には複列の転走面1a、1bが設けられ、アウト側の転走面1aは、内方部材1の外周に直接形成され、インナ側の転走面1bは、内方部材1の外周に嵌合された別体の内輪15に形成されている。一方、外方部材3の内周には、内方部材1の各転走面1a、1bに対向する複列の転走面3a、3bが直接形成されている。これらの転走面1a、1b、3a、3b間に転動体8が介在する軸受空間の両端には、それぞれシール部材19が装着されている。

【0031】図3は、上記ブレーキロータ5の取付け面5aの面振れを測定する状態を示す。ブレーキロータ5は、取付け面5aを上に向けて測定用の回転テーブル20に載置され、その中心孔をボス21に嵌め込まれて位置決めされている。回転テーブル20を一回転させて、基準とするボス21に固定したダイヤルゲージ22により、取付け面5aの面振れを測定した。さらに、ブレーキロータ5の上下を反転させ、取付け面5aの裏面5bについても、同様の面振れ測定を行った。なお、取付け面5aおよび裏面5bの面振れは外径側ほど大きいので、面振れの規制管理を厳しく行えるように、ダイヤルゲージ22の当接位置は、車輪取付けボルト7用の孔6の外接円と取付け面5aの外径との中間位置とした。

【0032】図4は、取付け面5aの面振れの測定結果を示す。取付け面5aは、1回転当たりの面振れの周波数が2で、面振れの各周期における2つの山のピーク値間の最大差が4 μ m、2つの谷のピーク値間の最大差が3 μ mとなっており、いずれもその規格値30 μ mよりも小さな値に抑えられている。また、面振れの最大振幅と1周期当たりの振れ幅の最大値は同じ約20 μ m

で、それぞれの規格値50 μ mと30 μ mよりも小さな値に抑えられている。この場合の車輪取付けボルト7の本数は4本であり、図中に矢印で示すように、その取り付け位置は面振れの各山と谷の位置に合致している。なお、図示は省略するが、裏面5bの面振れも周波数が2で、上記山と谷の各ピーク値間の最大差、最大振幅および1周期当たりの振れ幅の最大値は、いずれも取付け面5aの面振れと同等のレベルであり、それぞれの規格値よりも小さな値に抑えられていた。

【0033】図4に示した1回転当たりの面振れの周波数は2で、山と谷の数がそれぞれ2つずつであり、このように山と谷の数が2つ以下の場合には、最大振幅と1周期当たりの振れ幅の最大値とが同じ値となる。周波数が3以上の場合には、両者は必ずしも同じ値とはならず、当然のことながら最大振幅の方が大きな値となる。また、図4では取付けボルト7の位置を面振れの山と谷の位置に合致させたが、必ずしもこれらの位置を合致させなくてもよい。

【0034】図5は、上記車輪取付けフランジ2の側面2aの面振れを測定する状態を示す。ブレーキロータ5の組付け前の状態で、車輪軸受装置の外方部材3を基準とする測定台23に固定し、車輪取付けフランジ2が設けられた内方部材1を一回転させて、側面2aの面振れをダイヤルゲージ22により測定した。この側面2aの面振れも車輪取付けフランジ2の外径側ほど大きいので、この場合も面振れの規制管理を厳しく行えるように、ダイヤルゲージ22の当接位置は、車輪取付けボルト7用の孔11の外接円と、車輪取付けフランジ2の外径との中間位置から外寄りとした。

【0035】なお、上記側面2aの面振れの測定は、図

6に示すように、内方部材1を単体として、そのインナ側円筒部を測定台24に設けられた回転リング25の孔25aに嵌め込んで位置決めし、回転リング25を内方部材1とともに一回転させて、基準とする測定台24に固定したダイヤルゲージ22により測定することもできる。

【0036】図7は、上記側面2aの面振れの測定結果を示すグラフであり、実線が上記実施例の車輪軸受装置の側面2aの面振れ、点線は後述する比較例の車輪軸受装置の面振れである。側面2aは、1回転当たりの面振れの周波数が4で、面振れの各周期における4つの山のピーク値間の最大差が10 μ m、4つの谷のピーク値間の最大差が15 μ mとなっており、いずれもその規格値30 μ mよりも小さな値に抑えられている。また、面振れの最大振幅は35 μ m、1周期当たりの振れ幅の最大値は25 μ mであり、いずれもそれぞれの規格値50 μ mと30 μ mよりも小さな値に抑えられている。図中の矢印は、図4に示した車輪取付けボルト7の取り付け位置であり、側面2aの面振れの山の位置に合致している。

【0037】図8は、図4に示した面振れ特性のブレーキロータ5を車輪軸受装置の車輪取付けフランジ2に取り付けた状態、および、図2に一点鎖線で示したように、さらにブレーキロータ5の裏面5bに車輪のハブ14を取り付けた状態で、ブレーキロータ5の面振れの最大振幅を測定した結果を示す。実線が実施例の車輪軸受装置に取り付けた場合、点線は、図7に点線で示した比較例の車輪軸受装置に取り付けた場合の測定結果である。なお、面振れの測定位置は、摩擦パッドを押し当てるディスク部の外寄りとした。

【0038】この測定結果からもわかるように、ブレーキロータ5単体の最大振幅は約20 μ mであるが、比較例の車輪軸受装置に取り付けた場合の最大振幅は約70 μ m、ハブ14を取り付けた状態では70 μ mを超えている。これに対して、実施例の車輪軸受装置に取り付けた場合は、ハブ14を取り付けた状態でも35 μ m程度であり、本発明に係るブレーキロータ5と車輪軸受装置を採用すれば、実装状態でのブレーキロータ5の振れが著しく低減できることがわかる。

【0039】以下に示す各実施形態では、ブレーキロータ5の取付け面5aと裏面5bの面振れ、およびブレーキロータ5が取り付けられる車輪取付けフランジ2の側面2aの面振れの測定結果を省略するが、第2の実施形態における裏面5bを除いて、いずれも各面の面振れの山と谷の各ピーク値間の最大差、最大振幅および1周期当たりの振れ幅の最大値は、それぞれの規格値よりも小さな値に抑えられており、面振れの1回転当たりの周波数は、車輪取付けボルト7の本数の整数倍か、または、車輪取付けボルト7の本数が面振れの1回転当たりの周波数の整数倍になっている。

【0040】なお、以下の図9乃至図13に示す各実施形態では、各部位の第1の実施形態との対比をわかりやすくするため、それぞれ対応する部位を図2と同じ符号で表示した。

【0041】図9は第2の実施形態を示す。この車輪軸受装置も駆動輪用であり、ブレーキロータ5が、その取付け面5aを車輪取付けフランジ2のインナ側の側面2aに当接させて取り付けられ、アウト側の側面2bには車輪のハブ14のみが取り付けられるようになってい

る。その他の基本的な構成は第1の実施形態と同様であり、内方部材1の複列の転走面1a、1bのうち、インナ側の転走面1bは別体の内輪15に形成されている。

【0042】図10は第3の実施形態を示す。この車輪軸受装置も駆動輪用であり、内方部材1の複列の転走面1a、1bが、内方部材1の外周に嵌合された別体の2つの内輪15、15に形成され、外方部材3の複列の転走面3a、3bも、外方部材3の内周に嵌合された別体の外輪16に形成されている。その他の構成は第1の実施形態と同じである。

【0043】図11は第4の実施形態を示す。この車輪軸受装置も駆動輪用であり、内方部材1が、等速自在継手13の外輪と一体に形成されている。また、内方部材1の複列の転走面1a、1bは、等速自在継手13の外輪の外周面に直接形成されている。その他の構成は第1の実施形態と同じである。

【0044】図12は第5の実施形態を示す。この車輪軸受装置は非駆動輪用のものであり、上述した駆動輪用の各車輪軸受装置と同様に、内方部材1には車輪取付けフランジ2が一体に形成され、アウト側端面には車輪バヨット10が設けられている。ブレーキロータ5は車輪取付けフランジ2のアウト側の側面2aに取り付けられ、車輪取付けボルト7によりハブ14と側面2aの間に締め付け固定されるようになっており、外方部材3には、車体側との連結部材を固定するためのボルト孔12を有するフランジ4が設けられている。

【0045】上記内方部材1の複列の転走面1a、1bのうち、アウト側の転走面1aは、内方部材1の外周に直接形成され、インナ側の転走面1bは、内方部材1のインナ側端部に装着された別体の内輪15に形成されている。外方部材3の内周には、複列の転走面3a、3bが直接形成されている。

【0046】図13は第6の実施形態を示す。この車輪軸受装置も非駆動輪用のものであるが、外方部材3に車輪取付けフランジ2が一体に形成され、内方部材1は2つの内輪15のみで形成されている点が第5の実施形態と異なる。なお、ブレーキロータ5は、第5の実施形態と同様に、車輪取付けフランジ2のアウト側の側面2aに取り付けられている。

【0047】上記外方部材3の内周には複列の転走面3a、3bが直接形成され、複列の転走面1a、1bを有

する内方部材 1（内輪 15、15）は、転動体 8 を介して外方部材 3 の内側に設けられている。

【0048】この車輪軸受装置は、内方部材 1 側が固定車軸に嵌合されて固定される。したがって、図 5 に示したような側面 2 a の面振れを測定する際には、内方部材 1 を基準とする軸に固定し、車輪取付けフランジ 2 が設けられた外方部材 3 を一回転させて、車輪取付けフランジ 2 の側面 2 a の面振れをダイヤルゲージ 22 により測定した。

【0049】

【発明の効果】以上のように、この発明に係るブレーキロータは、ブレーキロータが取り付けられる回転部材に当接する側での取付け面の、面振れ各周期における山または谷のピーク値間の最大差を規格値内に規制したので、回転部材に取り付けられるブレーキロータの振れを所望の範囲内に低く抑え、組付け後の面倒な振れ調整を不要とすることができる。上記取付け面の裏面の面振れの上記ピーク値間の最大差も規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを、より低く抑えることができる。また、上記取付け面や裏面の面振れの最大振れ幅や 1 周期当たりの振れ幅も規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを、より低減して滑らかなものとすることができる。

【0050】さらに、上記取付け面の面振れの 1 回転当たりの周波数を車輪取付けボルトの本数の整数倍とするか、または車輪取付けボルトの本数を上記周波数の整数倍とすることにより、各取付けボルトの締め付け力によるブレーキロータの変形を周方向で均一にし、ブレーキロータの締め付け変形による振れの助長を防止することができる。

【0051】この発明に係る車輪軸受装置は、外方部材または内方部材のいずれかに設けられた車輪取付けフランジの側面に、上記本発明に係るブレーキロータを取り付けるようにしたので、客先でのブレーキロータの組付けと振れ調整が不要な信頼性の高い車輪軸受装置を提供することができる。車輪取付けフランジのブレーキロータ取付け面の、面振れ各周期における山または谷のピーク値間の最大差を規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを、より一層低く抑えることができる。また、上記面振れの最大振れ幅や 1 周期当たりの振れ幅も規格値内に規制することにより、ブレーキロータの振れを、一層滑らかなものとするすることができる。

【0052】さらに、上記車輪取付けフランジの側面の面振れの 1 回転当たりの周波数を車輪取付けボルトの本数の整数倍とするか、または車輪取付けボルトの本数を上記周波数の整数倍とすることにより、各取付けボルトの締め付け力によるブレーキロータの変形を周方向で均一にし、ブレーキロータの締め付け変形による振れの助長を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】第 1 の実施形態のブレーキロータを示す縦断面図

【図 2】図 1 のブレーキロータを装着した第 1 の実施形態の車輪軸受装置を示す縦断面図

【図 3】図 1 のブレーキロータの取付け面の面振れを測定する状態を示す縦断面図

【図 4】図 3 の面振れの測定結果を示すグラフ

【図 5】図 2 の車輪取付けフランジ側面の面振れを測定する状態を示す縦断面図

10 【図 6】図 5 の測定方法の変形例を示す縦断面図

【図 7】図 5 の面振れの測定結果を示すグラフ

【図 8】図 2 の車輪軸受装置に図 1 のブレーキロータを装着したときの面振れの測定結果を示すグラフ

【図 9】第 2 の実施形態の車輪軸受装置を示す縦断面図

【図 10】第 3 の実施形態の車輪軸受装置を示す縦断面図

【図 11】第 4 の実施形態の車輪軸受装置を示す縦断面図

【図 12】第 5 の実施形態の車輪軸受装置を示す縦断面図

20 【図 13】第 6 の実施形態の車輪軸受装置を示す縦断面図

【図 14】従来の車輪軸受装置を示す縦断面図

【符号の説明】

1 内方部材

1 a、1 b 転走面

2 車輪取付けフランジ

2 a 側面

3 外方部材

30 3 a、3 b 転走面

4 フランジ

5 ブレーキロータ

5 a 取付け面

5 b 裏面

6 孔

7 車輪取付けボルト

8 転動体

9 スプライン孔

10 車輪パイロット

40 11 孔

12 ボルト孔

13 等速自在継手

14 ハブ

15 内輪

16 外輪

18 ボルト

19 シール部材

20 回転テーブル

21 ボス

50 22 ダイヤルゲージ

11

12

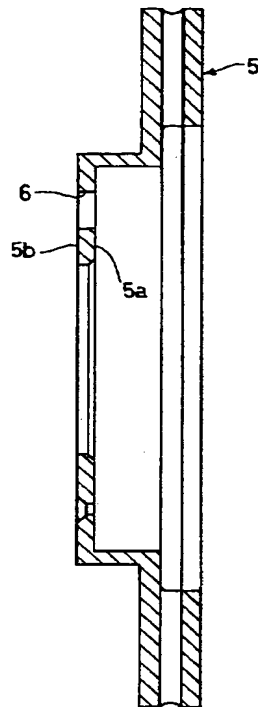
23、24 測定台

* 25a 孔

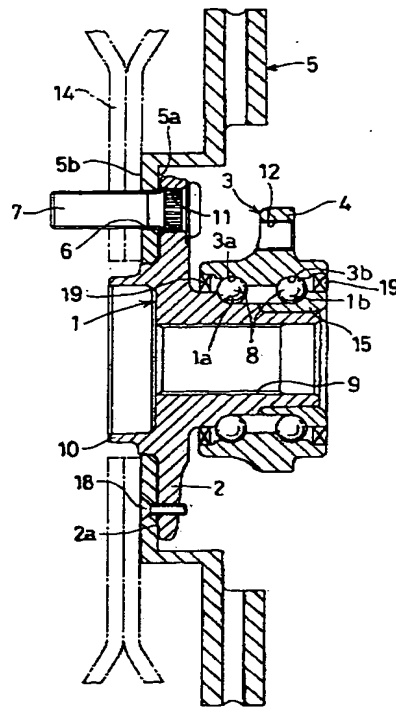
25 回転リング

*

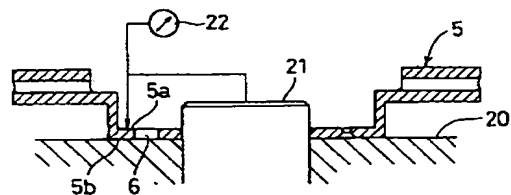
【図1】



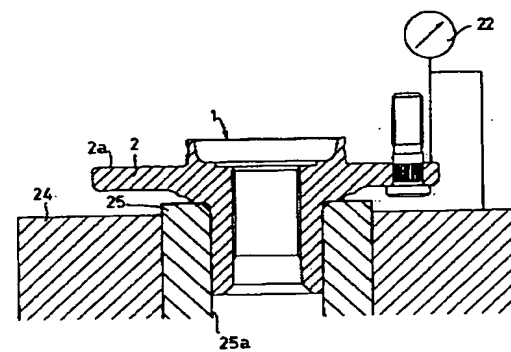
【図2】



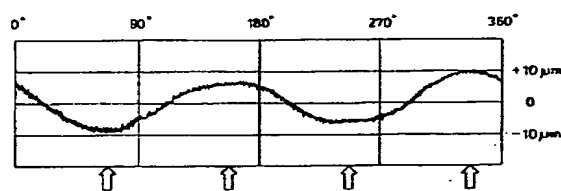
【図3】



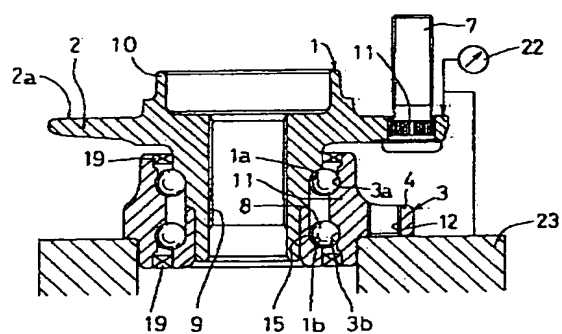
【図6】



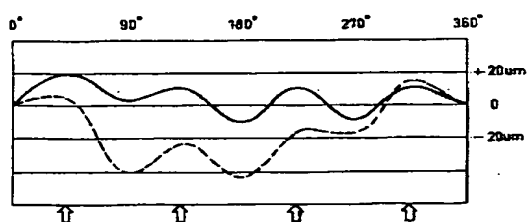
【図4】



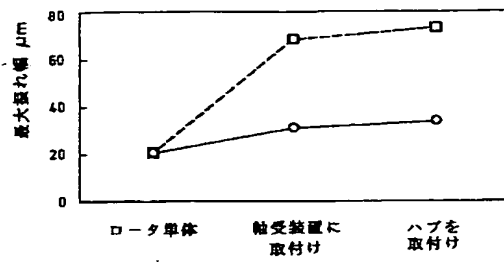
【図5】



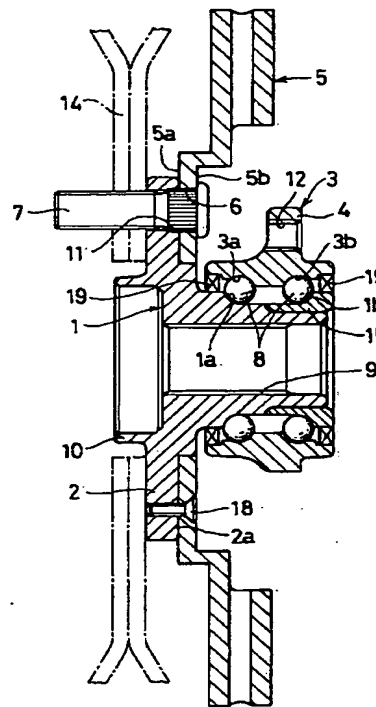
【図7】



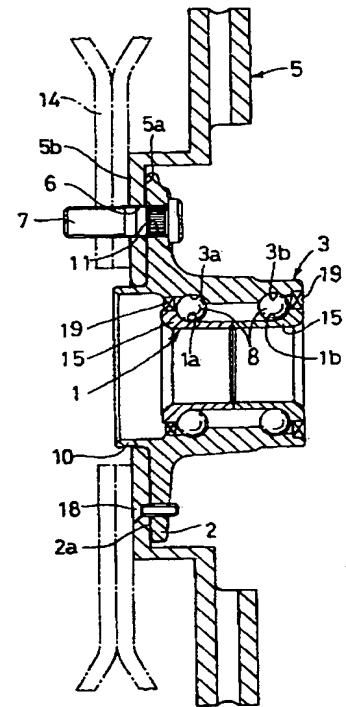
【図8】



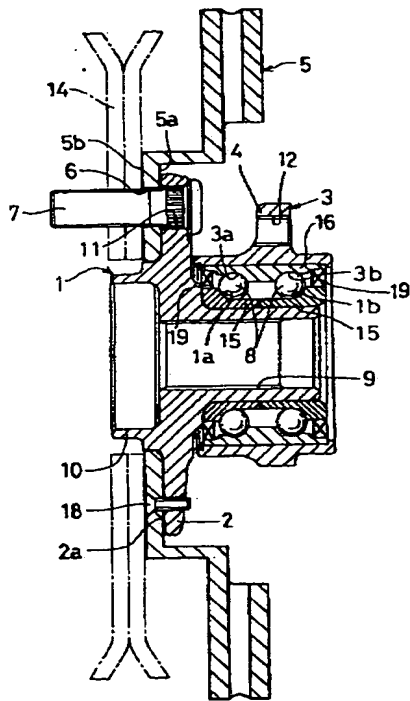
【図9】



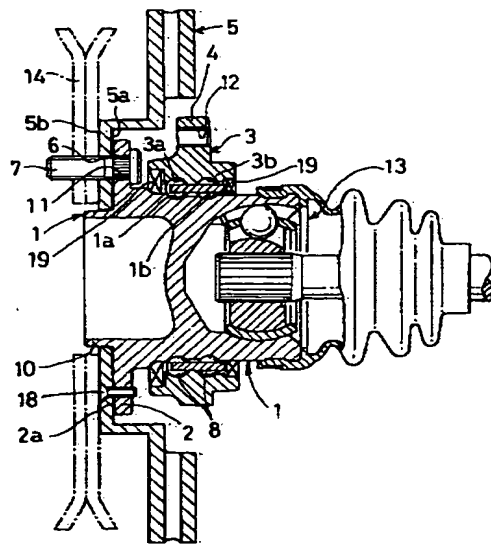
【図13】



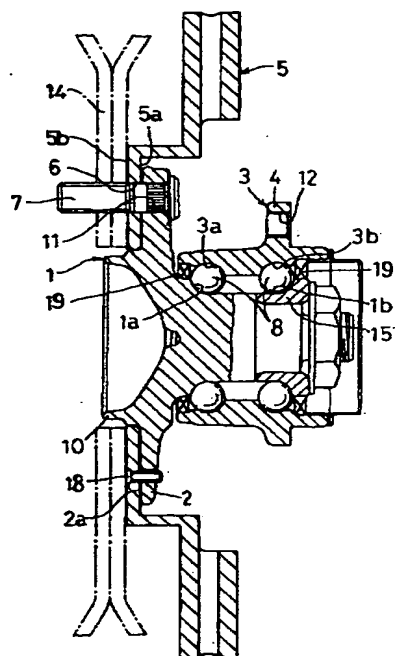
【図10】



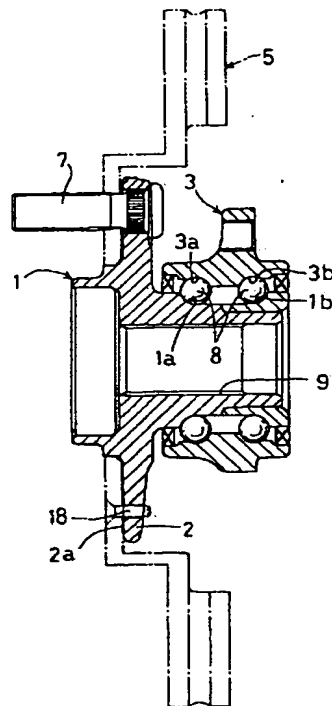
【図11】



【図12】



【図14】



フロントページの続き

(72)発明者 田島 英児
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエ
 ヌ株式会社内

Fターム(参考) 3J058 BA64 CB14 CB26 CD38 FA01